

УДК 631.37

**А.Ю. РЕБРОВ**, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПИ»

## **МОЩНОСТНОЙ БАЛАНС И КПД ПАХОТНОГО МТА ПРИ РАБОТЕ В ТЯГОВОМ РЕЖИМЕ**

Рассмотрен баланс мощности пахотного машинно-тракторного агрегата (МТА) при реализации всей мощности двигателя через ведущие колеса трактора. На основе баланса мощности определен КПД пахотного МТА с учетом скоростных потерь мощности плуга.

Розглянутий баланс потужності орного машинно-тракторного агрегату (МТА) при реалізації всієї потужності двигуна через ведучі колеса трактора. На основі балансу потужності визначений КПД орного МТА з урахуванням швидкісних втрат потужності плуга.

It is consider the balance of power machine-tractor plow unit implementation for the entire capacity of the engine through the drive wheels of the tractor. On the basis of the balance of power efficiency is defined in the light of the arable speed power plow loss.

**Введение.** Рассмотрение составляющих баланса мощности пахотного МТА и его КПД позволяет определить пути совершенствования агрегатов с позиций снижения потерь мощности в процессе выполнения технологического процесса по обработке почвы и является актуальной задачей, которая связана с обоснованием рациональных параметров и режимов работы МТА.

**Анализ последних исследований.** Проблематике исследований мощностного и энергетического баланса МТА и его КПД в последнее время в литературе уделяется достаточно много внимания [1-5]. Ряд исследований посвящен определению КПД МТА при нескольких потоках мощности от двигателя к рабочей машине [4, 5], что позволяет определить рациональный способ передачи мощности рабочей машине.

**Постановка задачи.** Задачей данного исследования является построение мощностного баланса пахотного МТА и определение его КПД с учетом скоростных потерь плуга.

**Математическая модель.** Рассмотрим полный статический мощностной баланс трактора в агрегате с плугом при реализации мощности только через ведущие колеса и движения в установившемся режиме по горизонтальному участку поля, а также оценим КПД пахотного МТА. Структура реализации мощности тракторного двигателя при работе в тяговом режиме с плугом имеет следующий вид:

$$\begin{array}{ccccccccccc}
N_{\text{ном}} & \xrightarrow{\varepsilon_N} & N_e & \xrightarrow{\eta_{\text{тр}}} & N_k & \xrightarrow{\eta_{\delta}} & N_o & \xrightarrow{\eta_f} & N_{\text{кр}} & \xrightarrow{\eta_{\text{пл}}} & N_{\text{всп}} & \xrightarrow{\eta_{\mu}} & N_{\text{агр}} \\
\downarrow & & \downarrow & & \downarrow & & \downarrow & & \downarrow & & \downarrow & & \\
N_{\text{нд}} & & N_{\text{тр}} & & N_{\delta} & & N_f & & N_{\text{пл}} & & N_{\text{всп}} & & 
\end{array} \quad (1)$$

где  $N_{\text{ном}}$  – номинальная мощность двигателя;

$N_{\text{нд}}$  – недоиспользованная мощность тракторного двигателя вследствие неполной его загрузки;

$N_e$  – эффективная мощность двигателя;

$N_{\text{тр}}$  – мощность, расходуемая на потери в трансмиссии;

$N_k$  – мощность, подводимая к колесам трактора со стороны трансмиссии;

$N_{\delta}$  – мощность, расходуемая на процесс буксования движителя;

$N_o$  – мощность, передаваемая остову трактора при реализации касательной силы тяги и процесса буксования, толкающая остов по ходу движения;

$N_f$  – мощность, расходуемая на преодоление сопротивления качению;

$N_{\text{кр}}$  – мощность, развиваемая на крюке трактора;

$N_{\text{пл}}$  – мощность, расходуемая на перемещение плуга вследствие потерь на качение ходовой системы и трение элементов корпусов о почву;

$N_{\text{всп}}$  – мощность, расходуемая непосредственно на процесс вспашки: перемещение, переворачивание и отбрасывание пласта;

$N_{\text{впл}}$  – мощность, расходуемая на скоростные потери из-за увеличения тягового сопротивления плуга с ростом скорости вспашки;

$N_{\text{агр}}$  – полезная мощность, расходуемая на выполнение необходимой агротехнической работы по вспашке почвы;

$\varepsilon_N$  – коэффициент загрузки двигателя по мощности (коэффициент использования мощности);

$\eta_{\text{тр}}$  – общий КПД трансмиссии трактора;

$\eta_{\delta}$  – КПД, учитывающий потери на буксование;

$\eta_f$  – КПД, учитывающий потери на сопротивление качению;

$\eta_{\text{пл}}$  – КПД, учитывающий потери на сопротивление перемещению плуга вследствие потерь на качение ходовой системы и трение элементов корпусов о почву;

$\eta_{\mu}$  – КПД, учитывающий скоростные потери из-за увеличения тягового сопротивления плуга с ростом скорости вспашки.

Рассмотрим подробнее составляющие мощностного баланса.

Недоиспользованная мощность двигателя из-за неполной его загрузки:

$$N_{\text{нд}} = N_{\text{ном}} \cdot (1 - \varepsilon_N) = N_e \cdot \frac{(1 - \varepsilon_N)}{\varepsilon_N}. \quad (2)$$

Эффективная мощность двигателя определяется с учетом текущей загрузки двигателя по мощности, которая может изменяться в пределах от 0 до 1, причем, выполняя технологическую операцию вспашки с полной

подачей топлива, т.е. на внешней скоростной характеристике, необходимо также учитывать, что полная загрузка двигателя осуществляется только в номинальном режиме при  $\varepsilon_N = 1$ . Эффективная мощность равна:

$$N_e = N_{\text{ном}} \cdot \varepsilon_N . \quad (3)$$

Мощность, расходуемая на потери в трансмиссии в общем случае равна:

$$N_{\text{тр}} = N_e - N_{\kappa} = N_e \cdot (1 - \eta_{\text{тр}}) = N_{\kappa} \cdot \frac{(1 - \eta_{\text{тр}})}{\eta_{\text{тр}}} . \quad (4)$$

Мощность, подводимая к ведущим колесам трактора:

$$N_{\kappa} = N_e - N_{\text{тр}} = N_e \cdot \eta_{\text{тр}} = \frac{N_o}{\eta_{\delta}} . \quad (5)$$

Мощность, подводимая к ведущим колесам, может быть выражена через момент и угловую скорость на ведущих колесах:

$$N_{\kappa} = M_{\kappa} \cdot \omega_{\kappa} = M_e \cdot u_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \frac{\omega}{u_{\text{тр}}} = M_e \cdot \omega \cdot \eta_{\text{тр}} = N_e \cdot \eta_{\text{тр}} , \quad (6)$$

где  $M_{\kappa}$  – активный крутящий момент на ведущем колесе;

$\omega_{\kappa}$  – угловая скорость ведущего колеса.

Справедливо также определение мощности на ведущих колесах через касательную силу тяги и теоретическую скорость движения:

$$N_{\kappa} = P_{\kappa} \cdot V_{\text{т}} = \frac{M_{\kappa}}{r_{\kappa}} \cdot \omega_{\kappa} \cdot r_{\kappa} = M_{\kappa} \cdot \omega_{\kappa} , \quad (7)$$

где  $P_{\kappa}$  – касательная сила тяги на колесе;

$V_{\text{т}}$  – теоретическая скорость движения.

Мощность, передаваемая остоу трактора при реализации касательной силы тяги и процесса буксования:

$$N_o = N_{\kappa} - N_{\delta} = N_{\kappa} \cdot (1 - \delta) = N_{\kappa} \cdot \eta_{\delta} = N_{\text{кр}} / \eta_f . \quad (8)$$

Справедливо также определение мощности, передаваемой остоу трактора, через касательную силу тяги и действительную скорость движения:

$$N_o = P_{\kappa} \cdot V = P_{\kappa} \cdot V_{\text{т}} \cdot (1 - \delta) = P_{\kappa} \cdot V_{\text{т}} \cdot \eta_{\delta} = N_{\kappa} \cdot \eta_{\delta} , \quad (9)$$

где  $V$  – действительная скорость движения.

Мощность, расходуемая на буксование колес:

$$N_{\delta} = N_{\kappa} \cdot \delta = N_{\kappa} \cdot (1 - \eta_{\delta}) = N_o \cdot \frac{(1 - \eta_{\delta})}{\eta_{\delta}} = N_o \cdot \frac{\delta}{\eta_{\delta}} . \quad (10)$$

Мощность, расходуемая на буксование колес, также может быть определена через кинематические и силовые составляющие, причем в рассматриваемом потоке мощности это единственные потери кинематической составляющей, а все остальные относятся к потерям силовых составляющих.

$$N_{\delta} = P_{\kappa} \cdot V_{\tau} \cdot \delta = P_{\kappa} \cdot V \cdot \frac{\delta}{(1-\delta)} = P_{\kappa} \cdot V \cdot \frac{\delta}{\eta_{\delta}} = N_o \cdot \frac{\delta}{\eta_{\delta}}. \quad (11)$$

Мощность, расходуемая на сопротивление качению трактора:

$$N_f = N_o \cdot (1-\eta_f) = N_{\kappa p} \cdot \frac{(1-\eta_f)}{\eta_f}. \quad (12)$$

Мощность, расходуемая на сопротивление перемещению плуга:

$$N_{f_{пл}} = N_{\kappa p} \cdot (1-\eta_{f_{пл}}) = N_{всп} \cdot \frac{(1-\eta_{f_{пл}})}{\eta_{f_{пл}}}. \quad (13)$$

Мощность, расходуемая на скоростные потери из-за увеличения тягового сопротивления плуга с ростом скорости вспашки:

$$N_{V_{пл}} = N_{всп} \cdot (1-\eta_{\mu}) = N_{арп} \cdot \frac{(1-\eta_{\mu})}{\eta_{\mu}}. \quad (14)$$

В общем виде КПД определяются через соответствующие мощности с использованием зависимостей:

$$\eta_{\tau p} = \frac{N_{\kappa}}{N_e} = \frac{N_{\kappa}}{N_{\kappa} + N_{\tau p}} = \frac{N_e - N_{\tau p}}{N_e} = 1 - \frac{N_{\tau p}}{N_e}; \quad (15)$$

$$\eta_{\delta} = \frac{N_o}{N_{\kappa}} = \frac{N_o}{N_o + N_{\delta}} = \frac{N_{\kappa} - N_{\delta}}{N_{\kappa}} = 1 - \frac{N_{\delta}}{N_{\kappa}} = 1 - \delta = \frac{V_d}{V_{\tau}}; \quad (16)$$

$$\eta_f = \frac{N_{\kappa p}}{N_o} = \frac{N_{\kappa p}}{N_{\kappa p} + N_f} = \frac{N_o - N_f}{N_o} = 1 - \frac{N_f}{N_o}; \quad (17)$$

$$\eta_{f_{пл}} = \frac{N_{всп}}{N_{\kappa p}} = \frac{N_{всп}}{N_{всп} + N_{f_{пл}}} = \frac{N_{\kappa p} - N_{f_{пл}}}{N_{\kappa p}} = 1 - \frac{N_{f_{пл}}}{N_{\kappa p}}; \quad (18)$$

КПД, учитывающий скоростные потери из-за увеличения тягового сопротивления плуга с ростом скорости вспашки:

$$\eta_{\mu} = \frac{N_{арп}}{N_{всп}} = \frac{N_{арп}}{N_{арп} + N_{V_{пл}}} = \frac{N_{всп} - N_{V_{пл}}}{N_{всп}} = 1 - \frac{N_{V_{пл}}}{N_{всп}}. \quad (19)$$

Если преобразовать (19) с учетом формулы В.П. Горячкина получим:

$$\eta_{\mu} = \frac{N_{арп}}{N_{всп}} = \frac{k \cdot B \cdot h \cdot V}{k \cdot B \cdot h \cdot V \cdot (1 + \varepsilon \cdot V^2)} = \frac{1}{1 + \varepsilon \cdot V^2}.$$

Рассматривая движитель или ходовую систему трактора, в частности колесного, ее совершенство описывается КПД, который показывает какая доля полезной мощности, подведенной к колесам, может быть использована в виде полезной крюковой мощности:

$$\eta_{xc} = \eta_{\delta} \cdot \eta_f = \frac{N_o}{N_k} \cdot \frac{N_{кр}}{N_o} = \frac{N_{кр}}{N_k} = \frac{N_o}{N_k} \cdot \frac{N_o - N_f}{N_o} = \frac{N_o}{N_k} - \frac{N_f}{N_k} = \eta_{\delta} - \frac{N_f}{N_k}. \quad (20)$$

Преобразовывая выражение (20) получаем:

$$\eta_{xc} = \eta_{\delta} - \frac{P_f \cdot V_{\lambda}}{P_k \cdot V_{\tau}} = \eta_{\delta} - \frac{P_f}{P_k} \cdot \eta_{\delta} = \eta_{\delta} \cdot \left(1 - \frac{P_f}{P_k}\right) = \eta_{\delta} \cdot (1 - \rho) = \eta_{\delta} \cdot \eta_f, \quad (21)$$

Еще Е.Д. Львов в своей книге «Теория трактора» ввел понятие потерь, вызванных передвижением самого трактора, и получил следующую зависимость:

$$\rho = \frac{P_f}{P_k} = \frac{f \cdot G}{N_k / V_{\tau}} = \frac{f \cdot G}{N_e \cdot \eta_{тр} \cdot (1 - \delta) / V} = \frac{f \cdot V}{\eta_{тр} \cdot \eta_{\delta} \cdot \varepsilon_N} \cdot \frac{G}{N_{ном}} = \frac{f \cdot V}{\eta_{тр} \cdot \eta_{\delta} \cdot \varepsilon_N} \cdot \frac{1}{\varepsilon_{\tau}}, \quad (22)$$

где  $\varepsilon_{\tau}$  – энергонасыщенность трактора, которую Е.Д. Львов называл «удельной мощностью».

В «Теории трактора» Е.Д. Львова отмечено, что уменьшение потерь на самопередвижение трактора можно достичь, снижая коэффициент сопротивления качению  $f$  при помощи конструктивных мероприятий, снижая действительную скорость движения и, что самое главное, повышая энергонасыщенность трактора и загрузку двигателя.

Тяговый КПД определяется соотношением:

$$\eta_{кр} = N_{кр} / N_e = \eta_{тр} \cdot \eta_{\delta} \cdot \eta_f. \quad (23)$$

Учитывая составляющие мощностного баланса, КПД пахотного МТА можно определить следующим образом:

$$\eta_{МТА} = \frac{N_{агр}}{N_e} = \eta_{кр} \cdot \eta_{пл}, \quad (24)$$

где  $\eta_{пл}$  – общий КПД плуга:

$$\eta_{пл} = \frac{N_{агр}}{N_{кр}} = \eta_{f_{пл}} \cdot \eta_{\mu}. \quad (25)$$

На рис. 1-2 приведены составляющие КПД МТА в зависимости от передаточного числа трансмиссии ( $U_{тр}$ ) и ширины захвата плуга ( $B$ ), а также поверхности тягового и условного тягового КПД трактора, имеющие общую линию, соответствующую номинальному режиму работы двигателя.

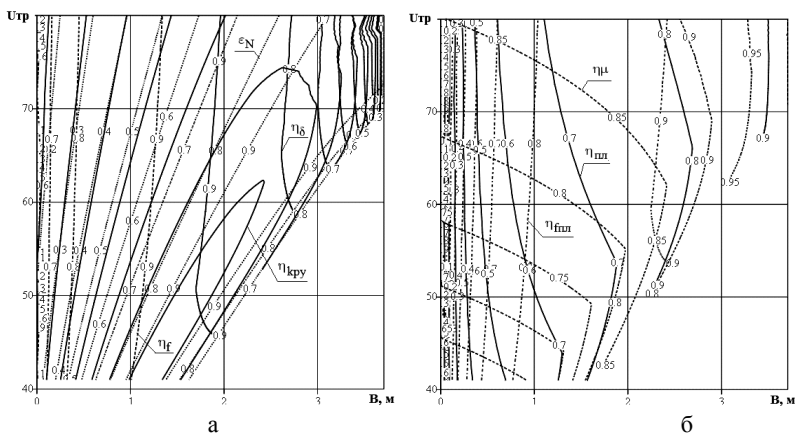


Рисунок 1 – Составляющие КПД МТА:

а – составляющие условного тягового КПД трактора; б – составляющие КПД плуга.

Необходимо отметить, что КПД МТА не только качественно соответствует производительности МТА (S), но также пропорционален ей (рис.2.а)

Условный тяговый КПД трактора [5]:

$$\eta_{\text{кпу}} = \frac{N_{\text{кр}}}{N_{\text{ном}}} = \varepsilon_N \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\delta} \cdot \eta_f = \varepsilon_N \cdot \eta_{\text{кр}} \quad (26)$$

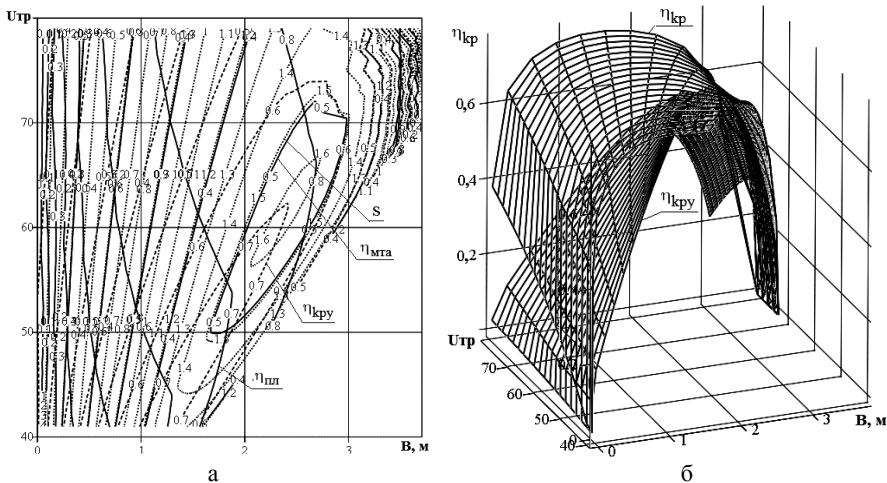


Рисунок 2 – Характеристики КПД МТА:

а – составляющие КПД МТА; б – тяговый и условный тяговый КПД трактора.

**Выводы.** Рассмотренный баланс мощности тягового пахотного МТА подтвердил возможность использования полученного КПД МТА в качестве

критерия для оценки эффективности работы агрегата. Учет скоростных потерь плуга позволяет определить КПД пахотного МТА, который пропорционален его производительности.

**Список литературы:** 1. *Смирнов В.И.* Коэффициент полезного действия трактора // Тракторы и сельскохозяйственные машины. -2007. -№ 11. – С. 23-25. 2. *Филькин Н.М.* К проблеме обоснования понятия коэффициента полезного действия автотранспортного средства // Интеллектуальные системы в производстве. -2008. -№ 1(11). – С. 39-43. 3. *Антощенко Р.В.* // Енергетичний коефіцієнт корисної дії мобільного енергетичного засобу в складі комбінованого сільськогосподарського агрегату // Вісник НТУ "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Автомобіле- і тракторобудування. – Харків: НТУ "ХПІ". – 2007. – № 12. – С. 28–33. 4. *Подскребеко М.Д.* Определение коэффициента полезного действия пахотных агрегатов при различных способах передачи мощности от двигателя к рабочей машине // Весці нацыянальнай акадэміі навук Беларусі. Серыя аграрных навук. – 2007. – № 1. – С. 96–105. 5. *Лебедев А.Т., Шевченко И.А., Кот А.В.* Баланс мощности и КПД тракторного агрегата с приводом от ВОМ активных рабочих органов сельхозмашин // Вісник харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Технічні науки. -2011. Вип. 107. «Механізація сільськогосподарського виробництва». Том 2. –с.154-161.

*Поступила в редакцию 12.04.2012*

## **ЗАЛІЗНИЧНИЙ ТРАНСПОРТ**

УДК 625.282:625.032

***В.Г. МАСЛИЕВ***, д-р техн. наук, проф. НТУ «ХПІ»;

***Ю.В. МАКАРЕНКО***, НТУ «ХПІ»;

***А.О. МАСЛИЕВ***, студент НТУ «ХПІ»

### **ДИНАМИКА ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА, ОБОРУДОВАННОГО ПНЕВМАТИЧЕСКИМИ РЕСОРАМИ, ПРИ ИМПУЛЬСНЫХ ВОЗМУЩЕНИЯХ**

Приведены результаты исследования влияния на динамику транспортного средства силовых импульсов, которые возникают при пневматическом рессорном подвешивании во время процесса управления положением кузова по высоте, если регулятор положения кузова разработан с использованием компьютерных технологий.

Наведено результати дослідження впливу на динаміку транспортного засобу силових імпульсів, що виникають при пневматичному рессорному підвішуванні під час процесу керування положенням кузова по висоті, якщо регулятор положення кузова розроблено з використанням комп'ютерних технологій.

Results over of research of influence on dynamics of a vehicle of power impulses which arise at pneumatic spring suspension during managerial process by body position on height if the regulator of position of a body is developed with application computer technologies.

Проблема повышения комфорта пассажиров транспортных средств приобретает особую актуальность в связи с ростом скоростей движения и